

## Конструювання насосних установок із застосуванням ежекційних насосів.

### 7. Струминні апарати типу рідина-газ

## Constructing of pumpings options is with application of ezhekciynikh of pumps.

### 7. Stream vehicles of type are liquid-gas

У пропонованих статтях розглядаються принципи і методи конструювання і проектування ежекційних насосів для гідравлічного транспортування суміші.

Ключові слова: робоча рідина, пасивний газ, ежекція газу, камера змішування, дифузور, сопло, зливна труба

In the offered articles principles and methods of constructing and planning of ежекційних pumps are examined for the гідравлічного transporting of mixture.

Keywords: working liquid, passive gas, gas ejection, chamber of mixing, diffuser, snuffled, downlow pipe

У рідинно-газових струминних апаратах робоча рідина і пасивний газ знаходяться у потоках з різним агрегатним станом, майже незмінним у процесі змішування. Класифікація рідинно-газових струминних апаратів може бути виконана в залежності від типу струменя робочої рідини і різниці температур між робочою рідиною і пасивним газом.

Тривалий час вважалося, що ефект ежекції (затягування) газу рідиною в струминному апараті пояснюється в основному тертям на межі розділу фаз. Тому вважалося, що подача гідроструминним апаратом газу визначається площею поверхні робочого струменя. Дослідження [1] показали, що надання вихідному отвору робочого сопла замість круглого перерізу, форми хреста чи кільця не призводить до збільшення коефіцієнта підсмоктування апарата.

Ці дослідження показали, що процес підсмоктування повітря рідинно-газовими струминними апаратами у значній мірі залежить від розпаду робочого струменя на краплі, тобто від диспергування робочої рідини. Для диспергованих робочих струмін основними факторами, які впливають на затягування в рідинний струмінь газу, стає ступінь турбулізації дисперсного струменя на його поверхні і сумарна поверхня крапель.

У залежності від типу робочого струменя розрізняють рідинно-газові апарати з компактним струменем і з диспергованим струменем.

У залежності від відношення температур робочого (рідкого) і пасивного (газового) середовища розглядувані апарати діляться також на дві групи: термодинамічну, до якої відносяться апарати зі змішаними потоками, що мають суттєву різницю температур, і ізотермічну, коли різниця температур змішуваних потоків незначна і нею можна знехтувати під час гідравлічних процесів ежекції.

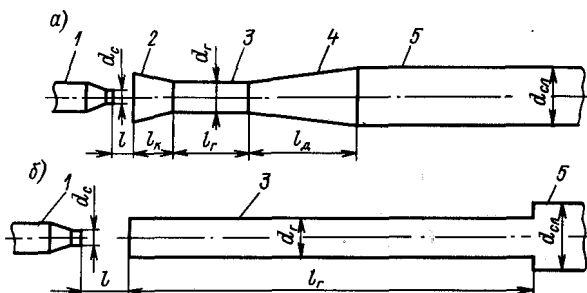


Рис.1. Схема проточної частини рідинно-газових ежекторів з компактним робочим струменем: а – з короткою камерою змішування; б – з подовженою камерою змішування; 1 – робоче сопло; 2 – конфузор (вхід до камери змішування); 3 – камера змішування; 4 – дифузор; 5 – зливна труба

**Струминні апарати з компактним струменем** у більшості випадків відносяться до ізотермічної групи. Конструкції цих апаратів (рис.1) майже не відрізняються від конструкції гідроструминних насосів. Розрізняють рідинно-газові струминні апарати з короткою (рис.1,а) і подовженою (рис.1,б) камерою змішування.

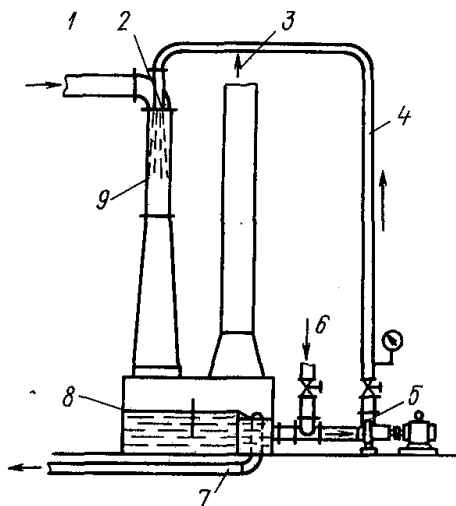
Тривалий час в якості рідинно-газових ежекторів в основному застосовували апарати з короткою камерою змішування ( $l_z \leq 10d_z$ ), які конструювалися за тими ж правилами, що і гідроструминні насоси. Такі струминні апарати (ежектори) широко використовують як апарати для створення вакууму, в якості гідрокомпресорів і змішувачів для рідини з газом. У деяких випадках водоповітряні і газоповітряні апарати с традиційною геометрією проточної частини використовують для наступних цілей: вакуумування відцентрових насосів перед їх пуском [2]; відкачування газів і пари з вакуумних деаераторів і конденсаторів турбін [3]; змішування і розчинення газів у рідині у флотаційних [4], хлораторних [5], озонаторних і інших установках; отримання стислого повітря при підживленні гідропневматичних установок [6, 7]; подачі повітря до аераційних споруд систем міського і промислового водовідведення і т. ін.

Роботу рідинно-газових ежекторів характеризують об'ємним коефіцієнтом підсмоктування  $u_o$ , рівним відношенню об'ємних витрат підсмоктуваного газу (повітря)  $Q_n$ , приведеного до тиску на всмоктуванні апарата  $p_n$ , до об'ємних витрат робочої рідини  $Q_p$ . Для рідинно-газових струминних апаратів з компактним струменем коефіцієнт підсмоктування  $u_o$  в описаних вище установках знаходиться в межах 0,01...3,5. При цьому значення основного геометричного параметра, рівного відношенню діаметра горловини (камери змішування)  $d_z$  до діаметра робочого сопла  $d_c$ , змінюється від 1,2 до 4.

Намагання удосконалити рідинно-газові струминні апарати привело до створення ежекторів з подовженою камерою змішування [8] (рис.1,б). У таких апаратах довжина камери змішування збільшена до  $(30...35)d_z$ . Як видно з цього рисунка, в ежекторах з подовженою камерою змішування відсутній дифузор. Ежектор складається з робочого сопла і циліндричної камери змішування, яка стрибком переходить у зливну трубу. Як буде показано, така конструкція гідроструминного ежектора дозволяє збільшити об'ємний коефіцієнт підсмоктування  $u_o$  приблизно у два рази при роботі його в режимі вакуумного апарата. При цьому ефективність у порівнянні з ежектором, що обладнаний короткою камерою змішування, збільшується при збільшенні створюваного ним вакууму.

**Струминні апарати з диспергованим струменем** в якості робочого сопла використовують різні розпилювачі рідини (форсунки). Такі апарати [9, 10] дозволяють отримати об'ємний коефіцієнт підсмоктування до 1000 і більше. Але нормальний перепад тиску  $\Delta p_c$  між зонами всмоктування і нагнітання газу становить 25...150 мм вод. ст. Для таких апаратів відношення діаметра камери змішування  $d_z$  до діаметра вихідного перерізу робочого сопла  $d_c$  сягає 10000 і більше.

Рис.2. Схема рідинно-газового апарата з диспергованим струменем рідини



На рис.2 наведено одну із перших конструктивних схем таких апаратів – струминний вентилятор, розроблений фірмою “Кйортінг”. Струминні вентилятори і газопромивачі спочатку призначалися в основному для перекачування і відсмоктування повітря з одночасним його промиванням і видаленням шкідливих чи видобутку цінних компонентів. У подальшому такі апарати стали використовувати як теплообмінні апарати (струминні градирні і кондиціонери) [9, 11].

Наведена на рис.2 установка працює наступним чином. Робоча рідина (вода чи спеціально приготовлений розчин) забирається циркуляційним насосом 5 з бака 8, який служить одночасно відстійником, і подається трубою 4 до сопла-розпилювача 2. Диспергований струмінь потрапляє до камери змішування 9, підсмоктуючи при цьому певну кількість повітря з труби 1. За рахунок значної площі поверхні факелу, який утворюється при розпилюванні води форсункою, обмінні процеси між водою і повітрям, що відсмоктується, відбуваються з великою інтенсивністю (відбувається очищення чи охолодження повітря). Затримані водою домішки можна перевести в осад чи відокремити від води хімічним шляхом. Повітря після апарата видаляється трубою 3. Для підживлення системи рідиною і видалення рідини і осаду з бака 8 служать відповідні труби 6 і 7.

Зараз рідинно-газові струминні апарати з диспергованим струменем застосовують як тепломасообмінники, струминні вентилятори з промиванням газу, а також генераторів піни для отримання стійкої піни.

### **Розрахунок рідинно-газових апаратів з компактним струменем.**

Для розрахунку газоструминних апаратів, які працюють на однорідних чи різнорідних рідинах і гідросуміші, виявилось можливим застосувати рівняння зміни кількості руху (теорему імпульсів). Під час розрахунку рідинно-газових струминних апаратів з компактним струменем (ежекторів) застосування цього рівняння дає завищені у декілька разів у порівнянні з дослідними значеннями об'ємного коефіцієнта підсмоктування  $u_o$ . Це пояснюється тим, що при роботі ежекторів маса газу, що відсмоктується okazується у тисячі разів меншою маси робочої рідини, тому при обміні імпульсів між рідиною і газом останній не спроможний значно змінити швидкість робочого струменя.

Основні види втрат енергії у рідинно-газових ежекторах пов'язані з роботою стискання газу від  $p_n$  до  $p_c$  (при цьому частина енергії губиться у вигляді теплоти у рідині), при рециркуляції газорідинної суміші у камері змішування з утворенням зворотних потоків, а також з втратами енергії на гальмування зустрічних потоків рідини і газу, на збільшення і повторне стискання газу із зустрічних потоків у камері змішування. Тому існуючі методики розрахунку рідинно-газових струминних апаратів (усі вони розроблені для водоповітряних ежекторів, які використовуються в основному в енергетиці як вакуумні струминні насоси) є емпіричними, справедливими в достатньо вузькому діапазоні зміни режимних і конструктивних параметрів.

У зв'язку з розширенням можливих областей застосування рідинно-газових апаратів з компактним струменем необхідно суттєво розширити область параметрів таких апаратів, для яких існують надійні методи розрахунку. Це стосується області застосування рідинно-газових струминних апаратів в якості струминних гідрокомпресорів.

У практиці розрахунків найбільше розповсюдження отримали методики розрахунків [3, 12...14]. Велика робота по удосконаленню водоповітряних ежекторів і пошуку методики їх розрахунку виконана в [8].

У методиці [3] використані рівняння, які покладено в основу розрахунку гідроструминних насосів. При збереженні форми розрахункових рівнянь, основаних на теорії імпульсів, основну суть методики становлять емпіричні залежності.

Методика [13, 14] розроблена також на основі дослідних даних. Установлена критеріальна залежність між безрозмірними комплексами, які характеризують умови роботи і подачу повітряних ежекторів. Методика створена для діапазону зміни тиску робочої води  $p_p$  від 0,2 до 1,0 МПа, тиску всмоктування  $p_n$  – від близького до нуля до 0,05 МПа, тиску стискання  $p_c$  – від 0,02 до 0,26 МПа.

Методика [12] створена для більш широкого діапазону режимних параметрів водоповітряних ежекторів. В основу методики покладено рівняння енергетичного балансу в струминному апараті і рівняння розтікання рідинного струменя в атмосфері.

**Розрахунок водоповітряних ежекторів (рис.1,а) за методикою [3].** При розрахунку рідинно-газових ежекторів з компактним струменем, так само як при розрахунку струминних насосів, використовується об'ємний коефіцієнт підсмоктування

$$u_o = Q_g / Q_p, \quad (1)$$

де  $Q_g$  – об'ємні витрати пасивної пароповітряної суміші;  $Q_p$  – об'ємні витрати робочої рідини.

У камері змішування відбувається насичення повітря, що відсмоктується, парами робочої рідини. Кількість пари в утвореній парогазовій суміші співрозмірна за масою з кількістю перекачаного повітря, але маса пари у тисячі разів менша за масу робочої рідини (масовий коефіцієнт підсмоктування становить приблизно  $10^{-5}$ ), тому газова фаза в ежекторі являє собою насичену парогазову суміш при температурі робочої рідини  $T_p$ . Повний абсолютний тиск цієї суміші на початку камери змішування ежектора дорівнює абсолютному тиску сухого повітря на всмоктуванні  $p_n$ .

Парціальний тиск повітря в пароповітряній суміші  $p_g$  менше абсолютного тиску на всмоктуванні  $p_n$  на величину тиску насиченої пари робочої рідини  $p_{n,n}$ , тобто

$$p_g = p_n - p_{n,n}. \quad (2)$$

У формулі (1) величина  $Q_в$  представляє собою об'єм пароповітряної суміші, рівний, згідно закону Дальтона, об'ємним витратам повітря при парціальному тиску його у суміші  $p_в$ . Це уможливило використати закон Дальтона для визначення масових витрат пасивного потоку повітря  $Q_н$ :

$$G_н = \frac{p_в Q_в}{R_в T_p} = \frac{(p_н - p_{н.н}) Q_в}{R_в T_p}, \quad (3)$$

де  $R_в$  – газова стала для повітря.

Ті самі масові витрати, виражені через параметри пасивного сухого повітря на всмоктуванні ежектора,

$$G_н = \frac{p_н Q_н}{R_в T_н}, \quad (4)$$

де  $Q_н$ ,  $T_н$  – об'ємні витрати і абсолютна температура сухого повітря на всмоктуванні.

Прирівняємо праві частини формул (3) і (4), виразивши при цьому  $Q_н$  через  $Q_в$ , а також розділимо обидві частини отриманого рівняння на  $Q_p$  і введемо нові позначення, знайдемо

$$u_{o.c} = k_n k_m u_o, \quad (5)$$

де  $u_{o.c} = Q_н / Q_p$  – об'ємний коефіцієнт підсмоктування по сухому повітрю;  $k_n = 1 - p_{н.н} / p_н$  – поправочний коефіцієнт на тиск насиченої пари рідини  $k_m = T_н / T_p$  – поправочний коефіцієнт на різницю абсолютних температур робочої води  $T_p$  і повітря, що відсмоктується  $T_н$ .

Поправочний коефіцієнт  $k_n$  зменшується зі збільшенням температури робочої рідини, тому що при цьому збільшується тиск насиченої пари. При рівності тиску на всмоктуванні  $p_н$  і тиску насиченої пари робочої рідини  $p_{н.н}$  коефіцієнт підсмоктування по сухому повітрю  $u_{o.c}$  стає рівним нулю. Хоч у цьому випадку ежектор не перекачує повітря, але об'ємний коефіцієнт підсмоктування по пароповітряній суміші  $u_o$  не дорівнює нулю, тому що у приймальній камері ежектора відбувається закипання робочої рідини і утворена пара відсмоктується ежектором. Більш того, в роботі [8] відмічається, що ежектор спроможний створювати абсолютний тиск на всмоктуванні  $p_н$  трохи менший тиску насиченої пари  $p_{н.н}$ , що відповідає температурі  $T_p$ . Це обумовлено тим, що при інтенсивному пароутворенні у приймальній камері відбувається охолодження робочої рідини нижче температури  $T_p$ . Це, у свою чергу, зменшує тиск насиченої пари  $p_{н.н}$ , а значить і абсолютний тиск на всмоктуванні. Що стосується поправочного коефіцієнта  $k_m$ , то його значення невелике, так само як і відмінність у значеннях абсолютних температур  $T_н$  і  $T_p$ .

Взагалі при температурі робочої води  $T_p \leq 25$  °C і абсолютному тиску на всмоктуванні  $p_н \geq 0,04$  МПа добуток поправочних коефіцієнтів  $k_n$  і  $k_m$  не перевищує 10% [2]. Виходячи з цього і ураховуючи наближений характер емпіричних залежностей, у названому діапазоні зміни  $p_н$  і  $T_p$  можна вважати, що  $u_{o.c} \approx u_o$ .

У відповідності з результатами дослідження [3] функція  $u_o = f(\Delta p_c / \Delta p_p, d_s / d_c)$  для водоповітряних ежекторів становить:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_3} \frac{d_c^2}{d_s^2} \left[ 2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{d_s^2}{d_c^2} (1 + u_o)^2 \right], \quad (6)$$

де коефіцієнти швидкості рекомендується приймати такими ж, як і для гідроструминних насосів  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ .

Крива, яка проходить через точки оптимальних режимів на характеристиках ежекторів з різними значеннями відношення  $d_s / d_c$  може бути представлена у вигляді залежності:

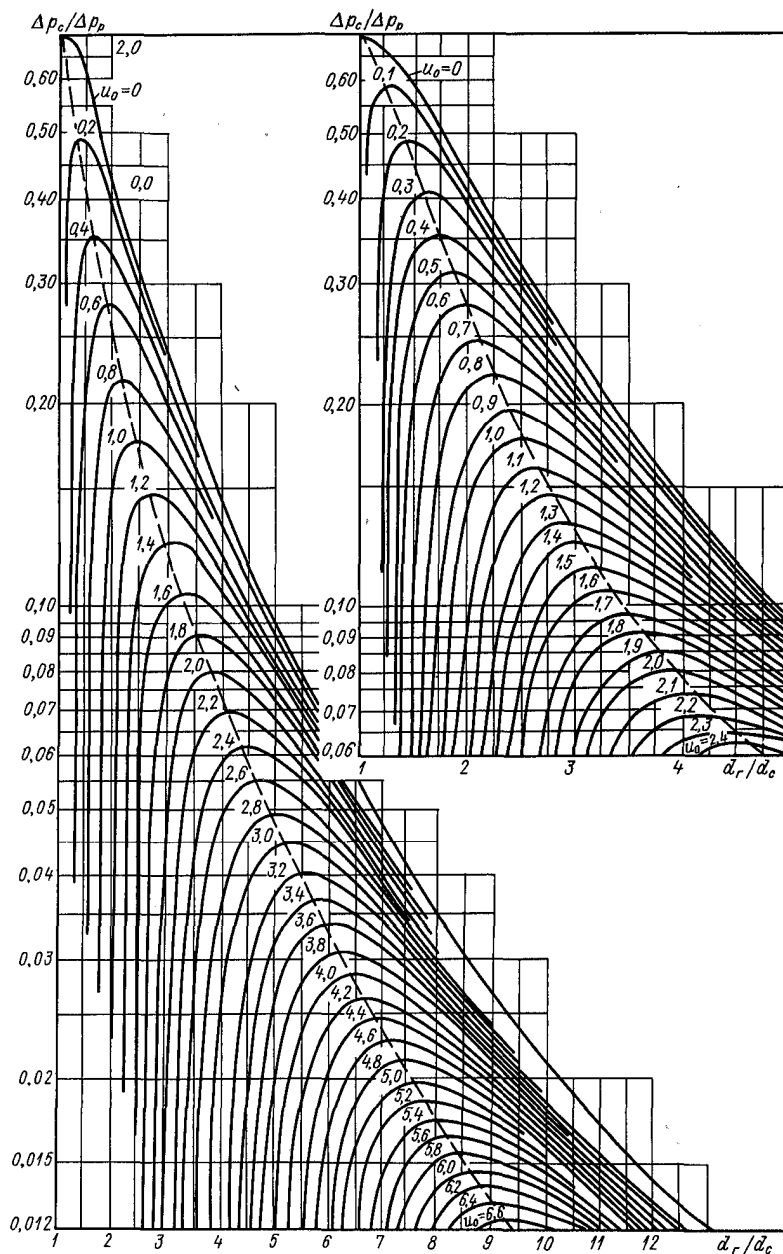
$$\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} = 1,4 (1 + u_o)^2. \quad (7)$$

На рис.3 наведені робочі характеристики повітряних ежекторів, отримані на підставі рівняння (6). На графіках показана залежність об'ємного коефіцієнта підсмоктування  $u_o$  у залежності від безрозмірного тиску  $\Delta p_c / \Delta p_p$  і відношення основних геометричних параметрів ежектора  $d_s / d_c$ . Значення  $u_o$  приведені до тиску на всмоктуванні. Точки, які відповідають

оптимальним режимам роботи, сполучені штриховою лінією. Після визначення величини  $u_0$  за рис.3 необхідно у деяких випадках внести поправки  $k_n$  і  $k_m$  у відповідності з (5).

Варто зауважити, що, у зв'язку з емпіричним характером використаної для визначення гідравлічних характеристик залежності, графік (рис.3) не дає точних кількісних оцінок у всьому діапазоні зміни режимних параметрів, вигляд цих характеристик дозволяє виявити якісний характер явищ, що відбуваються під час роботи ежекторів.

Так, якщо режимні точки на рис.3 лежать нижче кривої оптимальних параметрів, то при зміні  $\Delta p_c/\Delta p_p$  у досить широких межах значення коефіцієнта підсмоктування  $u_0$  змінюється плавно (стійка робота ежектора). Якщо режимні точки ежектора потрапляють на частину поля, розташовану вище кривої оптимальних режимів, то при незначній зміні безрозмірної залежності  $\Delta p_c/\Delta p_p$  (яке залежить від будь-якої із складових –  $p_p$ ,  $p_n$  чи  $p_c$ ) коефіцієнт підсмоктування  $u_0$  буде змінюватися від нуля до граничних значень. При цьому може виникнути автоколивний режим, що викличе шум і пульсацією тиску.



**Рис.3. Безрозмірні робочі характеристики водоповітряних ежекторів з короткою камерою змішування, побудована за методикою [3]**

Крім цього, з розгляду рис.3 видно, що ежектори, які мають відносно малі значення основного геометричного параметра  $d_r/d_c$ , мають круту характеристику  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_0)$ ; зі збільшенням  $d_r/d_c$  крутизна цієї характеристики падає. Аналогічні висновки можна зробити і для характеристик гідрострумінних насосів.

**Розрахунок водоповітряних ежекторів за методикою [13, 14].** Ця методика дає більш точні результати у дослідженому авторами діапазоні зміни режимних параметрів. Рівняння характеристик водоповітряних ежекторів у відповідності з цією методикою будуть:

1) при  $1,3 < d_z / d_c < 2$

$$u_o = 0,152 \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^{1,96} \left[ 1 - 0,47 \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^{2,94} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right] d_c^{0,5} v_{p2z}; \quad (8)$$

2) при  $2,0 < d_z / d_c < 2,8$

$$u_o = 0,47 \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^{0,234} \left[ 1 - 0,243 \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^{0,556} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right] d_c^{0,5} v_{p2z}, \quad (9)$$

де  $v_{p2z}$  – швидкість рідини у вихідному перерізі робочого сопла;  $d_c$  – діаметр вихідного перерізу сопла, м.

Оптимальні значення геометричного параметра ежектора  $d_z/d_c$ , які відповідають максимальному значенню  $u_o$ , можна виразити у залежності від  $\Delta p_c/\Delta p_p$ . При  $\Delta p_c/\Delta p_p \leq 0,106$ , що відповідає  $(d_z/d_c)_{opt} = 2,0$ , а при  $\Delta p_c/\Delta p_p > 0,106$  оптимальне значення цього параметра можна визначати за формулою

$$\left( \frac{d_z}{d_c} \right)_{opt} = 0,935 \left( \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)^{-0,34}. \quad (10)$$

Наведені залежності дійсні для водоповітряних ежекторів з одним центральним струменем робочої води у наступному діапазоні зміни тиску  $p_c$  і  $p_p$ :

$$p_c^{max} = 0,1 \dots 0,11 \text{ МПа}; \quad (11)$$

$$p_c^{min} = 1,7 \sqrt[3]{p_n^2}; \quad (12)$$

$$p_p^{max} = 3,3 \left[ \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^2 - 1 \right]; \quad (13)$$

при  $1,3 < \frac{d_z}{d_c} < 2,0$

$$p_p^{min} = 0,47 (p_c - p_n) \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^{2,94} + p_n; \quad (14)$$

при  $2,0 < \frac{d_z}{d_c} < 2,8$

$$p_p^{min} = 2,43 (p_c - p_n) \left( \frac{d_z}{d_c} \right)^{0,566} + p_n. \quad (15)$$

Для забезпечення стійкої роботи ежектора рекомендується приймати

$$\frac{d_z}{d_c} > 1,3 \quad \text{і} \quad p_p > 1,5 p_p^{min}.$$

Розгляд рівнянь (8) і (9) показує, що на відмінність від методики [3], де об'ємний коефіцієнт підсмоктування  $u_o = (\Delta p_c/\Delta p_p, d_z/d_c)$ , коефіцієнт підсмоктування за даними [13, 14] крім  $\Delta p_c/\Delta p_p$  і  $d_z/d_c$  залежить ще і від абсолютних значень діаметра сопла  $d_c$  і швидкості витікання води із сопла, тобто від перепаду тиску  $\Delta p_p = (p_p - p_n)$ . Це призводить до розшарування кривих  $u_o = (\Delta p_c/\Delta p_p, d_z/d_c)$ , тому що кожному значенню  $\Delta p_p$  і  $d_c$  відповідають свої криві.

**Аналіз процесів у водоповітряних ежекторах і шляхи підвищення їх показників при великих розрідженнях.** Такий аналіз виконано у роботі [8] де виявлено, що не дивлячись на значну роботу по дослідженню струминних апаратів ефективність

газорідинних ежекторів з традиційною геометричною формою і розмірами залишилася на рівні, досягнутому у двадцятих роках минулого сторіччя. Для виявлення причин такого стану необхідно розглянути основні процеси, які відбуваються у рідинно-газовому (водоповітряному) ежекторі.

Явища, які відбуваються у камері змішування, можна представити у наступному вигляді. Водяний струмінь входить у камеру змішування, зберігаючи свою початкову циліндричну форму. На відстані приблизно двох – чотирьох діаметрів від початку камера змішування заповнена молочно-білою водоповітряною емульсією (піною), при цьому біля стінок спостерігаються зворотні токи. Емульсія, яка рухається у зворотному напрямку, знову захоплюється струменем. Зворотний рух обумовлений збільшенням тиску по довжині камери змішування. Тиск на початку камери зазвичай близький до тиску в приймальній камері ежектора  $p_n$ .

При незначних протитисках  $p_c$  (при незначних ступенях стискання  $p_c/p_n$ ) підвищення тиску в камері змішування незначне, основне підвищення тиску відбувається в дифузорі. При збільшенні  $p_c$  градієнт тиску в камері змішування збільшується, а в дифузорі зменшується. Тиск у камері змішування збільшується на порівняно короткій її ділянці подібно стрибку. Чим менше відношення  $d_2/d_c$ , тим більш різко виражений стрибок тиску. В ежекторі, виконаному з прозорого матеріалу, місце стрибка тиску добре видно неозброєним оком, тому що до стрибка рухається непрозора емульсія, а після стрибка – вода з бульбашками газу.

При збільшенні  $p_c$  стрибок тиску зміщується назустріч потоку і при певному тиску стискання  $p_c$  досягає початку камери змішування. При цьому припиняється відсмоктування газу і вся камера заповнюється прозорою водою без бульбашок газу. Навпаки, при зменшенні тиску стискання  $p_c$ , а також при збільшенні тиску робочої води  $p_p$  зона підвищення тиску може зміщуватися за течією, досягати дифузора і навіть проникати до зливного трубопроводу за дифузором на відстань до 1 м і більше.

Максимальна ефективність (ККД) ежекторів досягається, коли зона підвищення тиску знаходиться у вихідному перерізі камери змішування. У тих випадках, коли стрибок тиску знаходиться в дифузорі (чи у напірному трубопроводі), розрахункове значення відношення  $d_2/d_c$  збільшується, тому що роль камери змішування починає виконувати одне із перерізів дифузора чи напірного (зливного) трубопроводу.

Робота ежекторів зі збільшенням у порівнянні з розрахунковим значенням  $d_2/d_c$ , при заданій величині  $\Delta p_c/\Delta p_p$ , зменшує коефіцієнт підсмоктування  $u_o$ , тому що режимна точка (див. рис.3) переходить з нижньої зони (по відношенню до кривої оптимальних режимів) до верхньої. Крім цього, робота ежекторів у цій зоні може призвести до нестійких режимів, які супроводжуються шумом і вібрацією.

Оскільки в якості водоповітряних ежекторів зазвичай використовують апарати, які конструюються так само, як гідроструминні насоси, то довжина камери змішування не перевищує  $10d_2$ . У таких ежекторах, названих короткими, під час роботи з тиском на всмоктуванні  $p_n < 0,03$  МПа у більшості випадків зона підвищення тиску виходить за межі камери змішування. У цьому випадку ежектор не забезпечує необхідних показників. Тому було запропоновано збільшити довжину камери змішування.

У результаті досліджень з ежекторами, які мають подовжену камеру змішування, було виявлено, що при довжині камери змішування  $(12...14)d_2$  коефіцієнт підсмоктування при всіх значеннях  $p_n$  не перевищує значень, отриманих для коротких ежекторів. Збільшення довжини камери змішування до  $(14...20)d_2$  приводить до збільшення  $u_o$  приблизно у два рази. Найбільший приріст  $u_o$  відбувається при збільшенні довжини камери змішування  $l_2$  у діапазоні від  $14d_2$  до  $18d_2$ . Максимального значення коефіцієнт підсмоктування  $u_o$  досягає при  $(20...35)d_2$ . При збільшенні  $l_2$  понад  $(40...48)d_2$  коефіцієнт підсмоктування знову зменшується до значень, які відповідають  $l_2=14d_2$ . Виконані дослідження [8] дозволили для певного сполучення режимних параметрів спростити загальноприйнятую конструкцію струминних апаратів, які складаються із сопла, конфузору, камери змішування, дифузору, до тільки співвісно розташованого сопла і камери змішування (горловини) збільшеної довжини (див. рис.1,б).

Досліди показали, що при певному сполученні геометричних параметрів ( $l_2 > 14d_2$ ) коефіцієнт підсмоктування  $u_o$  ежектора в два рази більший, ніж при тих самих параметрах в ежекторах з короткою камерою змішування. Також виявлено, що відстань від вихідного перерізу робочого сопла до вхідного перерізу камери змішування необхідно вибирати не менше діаметра камери змішування  $d_2$ , але не більше  $6d_2$ , тому що в іншому випадку розширюється робочий струмінь, якій не вписується у камеру змішування. Ежектори з подовженою камерою змішування можна робити без дифузора.

**Розрахунок ежекторів з подовженою камерою змішування.** Для ежекторів з подовженою камерою змішування запропонована [8] емпірична методика розрахунку, аналогічна за структурою методиці [13, 14] для ежекторів з короткою камерою змішування. Запропонована методика справедлива при тиску робочої води  $p_p$ , який змінюється від 0,25 до 1,4 МПа і тиску стискання на виході з ежектора  $p_c = 0,08 \dots 0,12$  МПа (низький тиск на виході створюється за рахунок установки ежектора вище живильної посудини, в яку зливається вода). Нижче наводиться послідовність розрахунку у відповідності із запропонованою методикою [8].

1. За заданими (масовими) витратами повітря  $G_n$  (кг/с чи кг/год.) визначають об'ємні витрати повітря

$$Q_n = 2,87 \cdot 10^{-4} G_n \frac{T_p}{p_n - p_{n.n}}, \quad (16)$$

де  $T_p$  – температура робочої води, К;  $p_n$  і  $p_{n.n}$  – абсолютний тиск у приймальній камері ежектора і тиск насиченої пари, МПа.

2. Тиск стискання на виході зі струминного апарата  $p_c$  визначають з урахуванням його над рівнем води у приймальній посудині:

$$p_c = p - 9,8 \cdot 10^{-6} \rho_{cm} h, \quad (17)$$

де  $p$  – тиск у посудині, куди зливається вода після ежектора, МПа;  $h$  – висота установки ежектора, м;  $\rho_{cm}$  – середня густина водоповітряної суміші у зливній трубі ежектора,  $\text{кг/м}^3$ ,  $\rho_{cm} \approx 200 \dots 850 \text{ кг/м}^3$ .

Після закінчення розрахунку величину  $\rho_{cm}$  рекомендується уточнювати, виконуючи перевірку за формулою

$$\rho_{cm} = 1000 - 1,5 \cdot 10^6 \frac{G_n}{G_p}, \quad (18)$$

де  $G_p = 10^3 Q_p$ .

3. Для визначення оптимальних значень відношення  $(d_2/d_c)_{opt}$  використовують наступні формули:

за абсолютного тиску на всмоктуванні  $p_n < 0,03$  МПа

$$\left( \frac{d_2}{d_c} \right)_{opt} = \sqrt{1 + 0,9 \frac{p_p}{p_n}}; \quad (19)$$

при  $p_n = 0,03 \dots 0,098$  МПа

$$\left( \frac{d_2}{d_c} \right)_{opt} = \sqrt{0,9 \frac{p_p}{p_n} + 3,3 \frac{p_n}{p_c}}; \quad (20)$$

Оптимальна довжина камери змішування

$$l_{2,opt} = 28d_2 \left( 1 - 0,5 \frac{p_n}{p_c} \right). \quad (21)$$

4. Ежектор зберігає працездатність (може стійко працювати) у діапазоні зміни тиску робочої води від  $p_p^{\max}$  до  $p_p^{\min}$ . За верхню межу  $p_p^{\max}$  приймають таке значення тиску робочої води, перевищення якого не призводить (при заданому відношенні  $d_2/d_c$  і тисках  $p_c$ ,  $p_n$ ) до збільшення коефіцієнта підсмоктування  $u_o$ . За нижню межу  $p_p^{\min}$  приймають максимальний тиск робочої води, за якого  $u_o = 0$ , а в приймальній камері ежектора досягається тиск, рівний



тиску насиченої пари рідини. Величини  $p_p^{\min}$  і  $p_p^{\max}$  рекомендується визначати за наступними формулами:

$$p_p^{\min} = 0,5 p_c \left( \frac{d_z}{d_c} \right)_{\text{онт}}^2, \quad p_p^{\max} = 1,5 p_c \left( \frac{d_z}{d_c} \right)_{\text{онт}}^2. \quad (22); (23)$$

5. Коефіцієнт підсмоктування  $u_o$ :  
граничне значення

$$u_o^{\text{гран}} = \frac{Q_n^{\text{гран}}}{Q_p} = \frac{d_z^2}{d_c^2} - 1; \quad (24)$$

розрахункове значення

$$u_o^{\text{розра}} = k u_o^{\text{гран}}, \quad (25)$$

де  $k = 0,65 \dots 0,99$  (середнє значення 0,8).

При  $p_n < 0,03$  МПа можна приймати

$$u_o = 0,72 \frac{p_p}{p_n}, \quad (26)$$

а при  $p_n = 0,03 \dots 0,098$  МПа

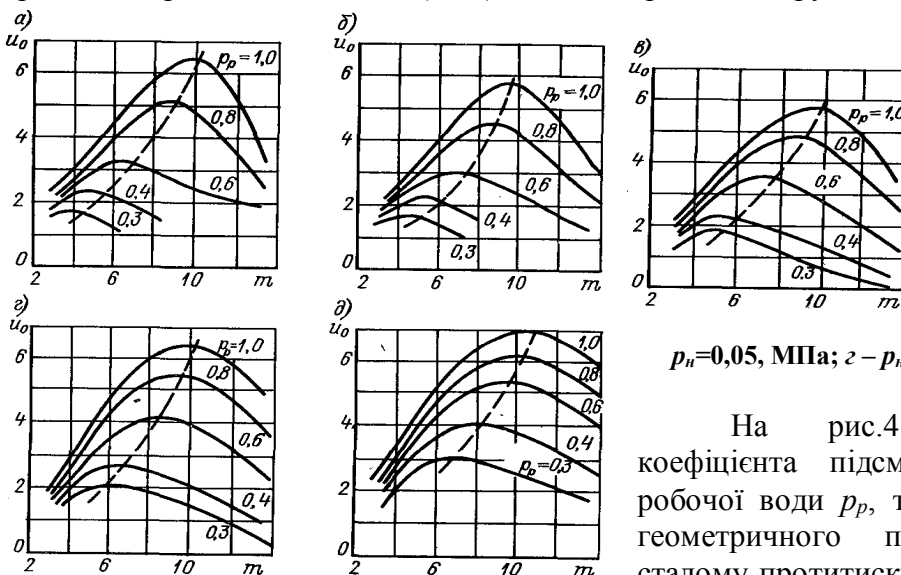
$$u_o = 0,72 \frac{p_p}{p_n} + 2,64 \frac{p_n}{p_c} - 0,8. \quad (27)$$

6. Об'ємні витрати робочої води визначають як відношення

$$Q_p = \frac{Q_n}{u_o}. \quad (28)$$

Діаметр сопла  $d_c$  визначають за відомим перепадом тиску  $\Delta p_p = p_p - p_n$  при коефіцієнті швидкості сопла  $\varphi_1 = 0,92 \dots 0,98$  (середнє значення 0,95). Діаметр камери змішування розраховують, знаючи  $d_c$  і  $d_z/d_c$  за формулою (20).

7. Відстань  $\ell$  від вхідного перерізу сопла до входу в камеру змішування (див. рис.1) приймають рівною не більше  $(5 \dots 6)d_z$ , а діаметр зливної труби  $d_{зл} \approx 1,2d_c$ .



**Рис.4. Залежність об'ємного коефіцієнта підсмоктування від параметра  $m$ , абсолютного тиску робочої води, повітря на всмоктуванні для водоповітряних ежекторів з подовженою камерою змішування: а –  $p_n=0,01$ , МПа; б –  $p_n=0,03$ , МПа; в –  $p_n=0,05$ , МПа; г –  $p_n=0,07$ , МПа; д –  $p_n=0,09$ , МПа**

На рис.4 наведені залежності коефіцієнта підсмоктування  $u_o$  від тиску робочої води  $p_p$ , тиску на всмоктуванні  $p_n$  і геометричного параметра  $m = d_z^2/d_c^2$  при сталому протитиску  $p_c = 0,1$  МПа. Графіками

можна користуватися для розрахунку ежекторів з подовженою камерою змішування. Оптимальні режими показані штриховими лініями.

Зі зростанням тиску на всмоктуванні  $p_n > 0,07$  МПа різниця коефіцієнтів підсмоктування  $u_o$  для ежекторів з подовженою камерою змішування (див. рис.1,б) і звичайних ежекторів (див. рис.1,а) зменшується, а при  $p_n \geq 0,098$  МПа коефіцієнти підсмоктування приблизно однакові. Тому при  $p_n \geq 0,07$  МПа можна застосовувати обидві конструкції ежекторів, враховуючи місцеві умови і те що звичайні ежектори більш складні у виготовленні, а подовжені мають більшу довжину.

У дослідженнях крім цього, виявлено наступне:

- абсолютні розміри сопла не впливають на  $u_o$  при однакових  $\Delta p_c/\Delta p_p$  і  $d_s/d_c$ ;
- закручування робочого потоку із збільшенням кількості струменів при одній камері змішування не покращує роботу ежектора, збільшує втрати в соплі, зменшує надійність, але дозволяє зменшити довжину елеватора.

Взагалі можна рекомендувати використання подовжених ежекторів у тих випадках, коли необхідно створити відносно глибокий вакуум (абсолютний тиск  $p_n < 0,04$  МПа). Для зменшення довжини ежектора при великих витратах робочої води можна поставити замість одного великого ежектора декілька апаратів меншого діаметра, зібравши їх в один блок.

## Література

1. Ефимочкин Г.И. Влияние конструкции сопла на работу струйного ежектора// Электрические станции, 1964, №5.– С. 7-11.
2. Лямаев Б.Ф. Применение водо-воздушных ежекторов для откачки воздуха из центробежных насосов// Водоснабжение и санитарная техника, 1966, №10.– С. 11-13.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 2-е издание. М.: Энергия, 1970.– 288 с.
4. Стахов Е.А. Очистка нефтесодержащих сточных вод предприятий хранения и транспорта нефтепродуктов. Л.: Недра, 1983.– 263 с.
5. Скобельцин Ю.А., Гнедковский А.Н., Жигулин В.В. Исследование работы ежектора хлоратора ЛОНИИ-100// Водоснабжение и санитарная техника, 1975, №2.– С.35-37.
6. Михеев О.П. Автоматические водоподъемные установки для систем местного водоснабжения. М.: Стройиздат, 1964.– 79 с.
7. Михеев О.П. Повышение производительности автоматических насосных установок с пневматическими баками// Водоснабжение и санитарная техника, 1966, №9.– С.13-15
8. Кореннов Б.Е. Исследование водо-воздушных ежекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук М.: ВТИ, 1980.– 23 с.
9. Звездин Ю.Г. Исследование жидкогазового инжектора с диспергированием рабочей жидкости: Автореф. дис....канд. техн. наук М.: МХТИ, 1971.– 22 с.
10. Оссовский Б.С. Теоретические и экспериментальные исследования гидродинамики жидкогазовой инжекции: Автореф.... канд. техн. наук. М.: МХТИ, 1969.– 23 с.
11. Семеновский Ю.В. Исследование процессов тепло – и массообмена при распыливании жидкости в воздушной колонне// Водоснабжение и санитарная техника, 1980, №10.– С. 8-10.
12. Баженов М.И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов// Электрические станции, 1967, №4.– С. 39-41.
13. Берман Л.Д., Ефимочкин Г.И. Расчетные зависимости для водоструйных ежекторов// Теплоэнергетика, 1964, №7.– С. 44-48.
14. Берман Л.Д., Ефимочкин Г.И. Методики расчета водоструйного ежектора// Теплоэнергетика, 1964, №8.– С. 92-94.
15. Болотских Н.С. Водопонижение. Харьков: Вища школа, 1981.– 144 с.